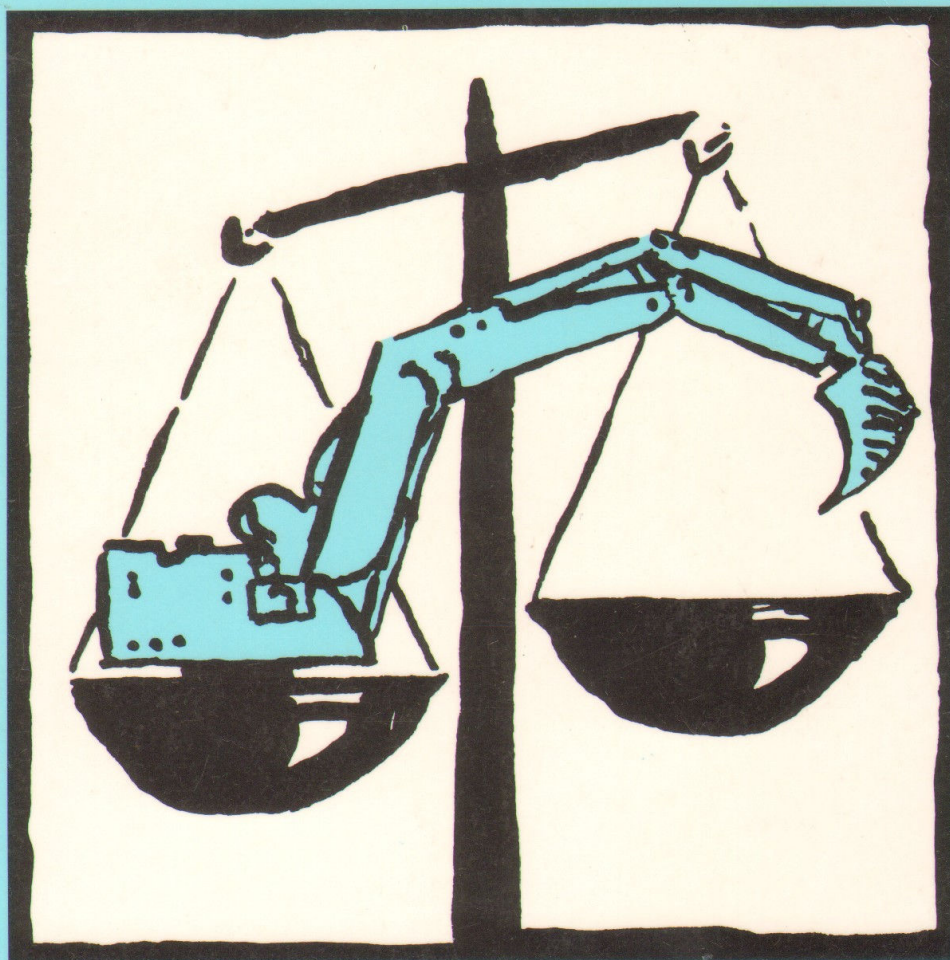


SPE KBM PAN
E

IVE
M



OBR MZiT
oo



VII KONFERENCJA

Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych

Zakopane 17 - 20 stycznia 1994
część II

Warszawa - Wrocław - Stalowa Wola



MIĘDZYRESORTOWE CENTRUM NAUKOWE
EKSPLOATACJI MAJĄTKU TRWAŁEGO

VII KONFERENCJA NAUKOWA
Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych
Warszawa - Wrocław - Stalowa Wola - Zakopane
Styczeń 1994

Jerzy Tomczyk, Jacek Cink, Andrzej Kosucki
Zakład Maszyn Roboczych i Napędów Hydraulicznych
IKM, Politechnika Łódzka

**BADANIA PODSTAWOWYCH PROBLEMÓW AUTOMATYZACJI MASZYN
ROBOCZYCH**

Słowa kluczowe

Maszyny robocze, automatyzacja, napęd hydrostatyczny, sterowanie.

Streszczenie. W referacie przedstawiono przykłady badań czterech podstawowych problemów związanych z automatyzacją maszyn transportowych: badania modeli dynamicznych maszyn, problem stymulacji drgań a w szczególności wahań wiotko podwieszonych ładunków, badania prostoliniowego prowadzenia układów torowych z ograniczeniem ich ukosowania oraz problem badań nad pozycjonowaniem układów maszyn.

1. WPROWADZENIE

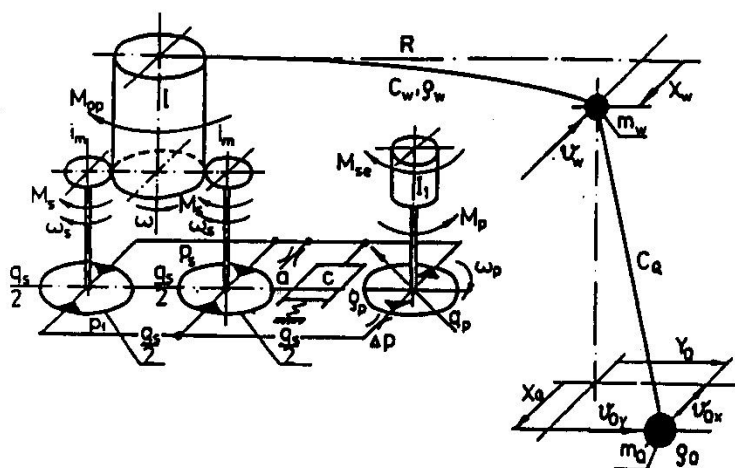
W ostatnim czasie obserwuje się szybki rozwój automatyzacji maszyn transportowych, które coraz częściej włączane są do zautomatyzowanych systemów produkcyjnych. Dotyczy to w szczególności obsługi transportowej elastycznych systemów produkcyjnych zdolnych do szybkiego przystosowania się do zmiany asortymentu wyrobów produkowanych w krótkich seriach, zgodnie z wymaganiami zamawiającego. W wielu przypadkach istnieje możliwość przystosowania, do pracy w systemie automatycznego kierowania produkcją, istniejących maszyn i urządzeń transportowych. Dla osiągnięcia tego celu układy napędowe i sterowanie tych maszyn muszą być przystosowane do pracy automatycznej. W obszarze mechaniki tych maszyn istnieje konieczność rozwiązania czterech podstawowych problemów umożliwiających włączenie maszyny do centralnego sterowania procesem produkcji.

2. MODELE DYNAMICZNE MASZYN

Szczegółowość ujęcia modelu teoretycznego maszyny zależy w dużym stopniu od celu dla którego został on stworzony. W szczególności, jeżeli model wykorzystywany jest w procesie sterowania maszyną pożądane jest ograniczenie modelu do ujęcia liniowego o możliwie małej liczbie parametrów. Dla poprawnego działania układu sterowania, przy zastosowaniu

możliwie tanich mikroprocesorów, istotna jest umiejętność uwzględniania w początkowej fazie badań symulacyjnych tylko tych zjawisk i parametrów układu, które mają istotny wpływ na zachowanie się dynamiczne badanego układu. W następnej fazie, jeżeli jest to pożądane, należy dążyć do podwyższenia dokładności wyników poprzez uwzględnianie dodatkowych elementów o mniejszym wpływie i znaczeniu jeżeli okaże się to niezbędne dla prawidłowej realizacji procesu sterowania.

Istotnym elementem jest zastosowanie odpowiedniego opisu matematycznego, przystosowanego i wykorzystującego własności cyfrowej techniki obliczeniowej. Problem ten przedstawiono poniżej na przykładzie opisu modelu mechanizmu obrotu żurawia wypadowego z napędem hydrostatycznym. Model dynamiczny mechanizmu przedstawiony jest na rys. 1.



Rys. 1. Model mechanizmu obrotu żurawia wypadowego.

Do opisu ruchu układu zastosowano metodę przestrzeni zmiennych stanu. Otrzymany układ równań różniczkowych rozwiązywano metodą iteracyjną Rungego-Kutty IV rzędu. Równania zmiennych stanu wyprowadzono z równań ruchu w oparciu o teorię Newtona i równania bilansu przepływu. Dla uproszczenia opisu matematycznego zastosowano ruchomy układ współrzędnych ruchu wiotko podwieszono ładunku, związany z końcem wysięgnika i

przemieszczający się zgodnie z krokiem iteracji, tak, że niektóre zmienne mogły stanowić bezpośrednio odpowiednie zmienne wyjściowe.

Układ współrzędnych ładunku związany jest z wysięgnikiem, jest zatem układem ruchomym w którym nie obowiązują równania ruchu Newtona w postaci klasycznej. Wykorzystano zatem cechę obliczeń iteracyjnych, przyjmując ten układ jako nieruchomy w danym kroku iteracji co pozwoliło na zastosowanie prostego opisu matematycznego. Należało tylko w każdym kroku obliczeń iteracyjnych dokonać również zmiany położenia układu współrzędnych i określić nowe współrzędne. Kąt obrotu φ_u układu współrzędnych ładunku w jednym kroku określono zależnością:

$$\frac{d\varphi_u}{dt} = \frac{v_w}{R} \quad (1)$$

Nowe współrzędne położenia i prędkości masy ładunku oznaczone znakiem ' określone zostały następującymi związkami:

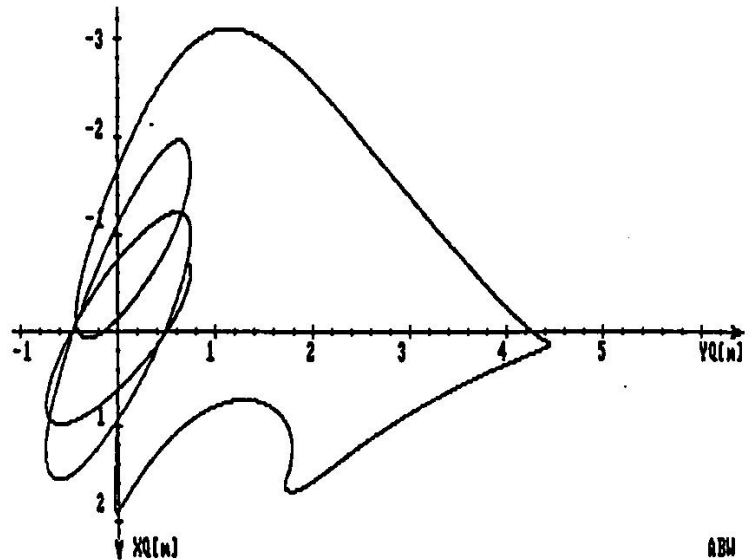
$$x'_Q = x_Q + y_Q d\varphi_u \quad (2), \quad y'_Q = y_Q - x_Q d\varphi_u \quad (3)$$

$$v'_{Qx} = v_{Qx} - v_{Qx} d\varphi_u \quad (4),$$

$$v'_{Qy} = v_{Qy} + v_{Qy} d\varphi_u \quad (5)$$

Metoda ta pozwoliła na wyznaczenia rzutu trajektorii stanu na płaszczyznę poziomą, opisującą przemieszczenia ładunku względem wysięgnika przy znacznie prostszym opisie matematycznym.

Przebieg tych względnych odchyłeń w założonym cyklu roboczym żurawia obejmującym jego obrót o kąt 180° , w postaci rzutu trajektorii stanu na płaszczyznę poziomą $X_Q - Y_Q$ przedstawiony jest na rys. 2. Widoczne wahania ładunku oscylujące wokół końca wysięgnika po zatrzymaniu układu świadczą o poprawności przyjętej metody opisu.

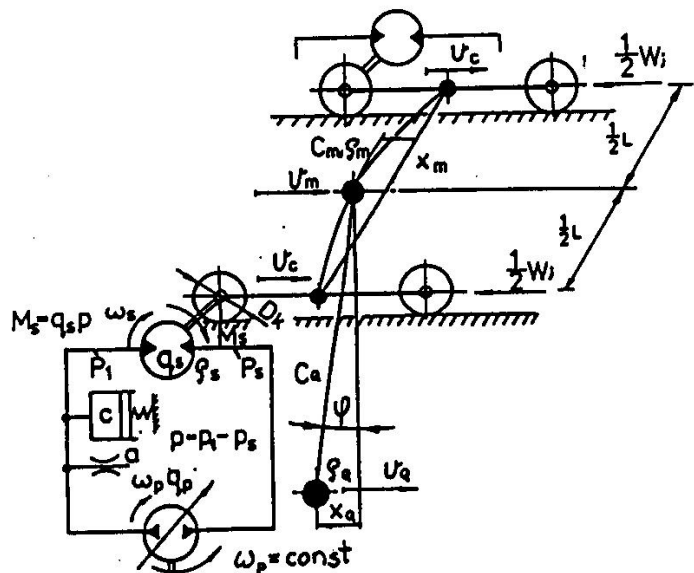


Rys. 2. Rzut trajektorii stanu na płaszczyznę $X_Q - Y_Q$ obrazujący względny tor ładunku przy obrocie żurawia.

2. STYMULACJA DRAGAŃ UKŁADÓW MASZYN

W większości pracujących maszyn transportowych ładunek podnoszony zawieszony jest na linach, których sztywność w płaszczyźnie poziomej jest mała. Realizacja ruchu roboczego przykładowo mechanizmu jazdy mostu suwnicy może doprowadzić do znacznego wzrostu wahań ładunku, co stanowi poważną wadę eksploatacyjną, szczególnie dla sterowania automatycznego przy wymaganej wysokiej dokładności pozycjonowania ładunku.

Zmniejszenie wahań ładunku można uzyskać, stosując odpowiedni sposób sterowania ruchem roboczym w tym przypadku mechanizmem jazdy maszyny. Zastosowana w omawianym przypadku metoda optymalizacji dla określenia odpowiedniej funkcji sterującej wymaga zastosowania liniowego modelu mechanizmu. Model ten odpowiadający układowi jazdy suwnicy przedstawiony jest na rys.3.

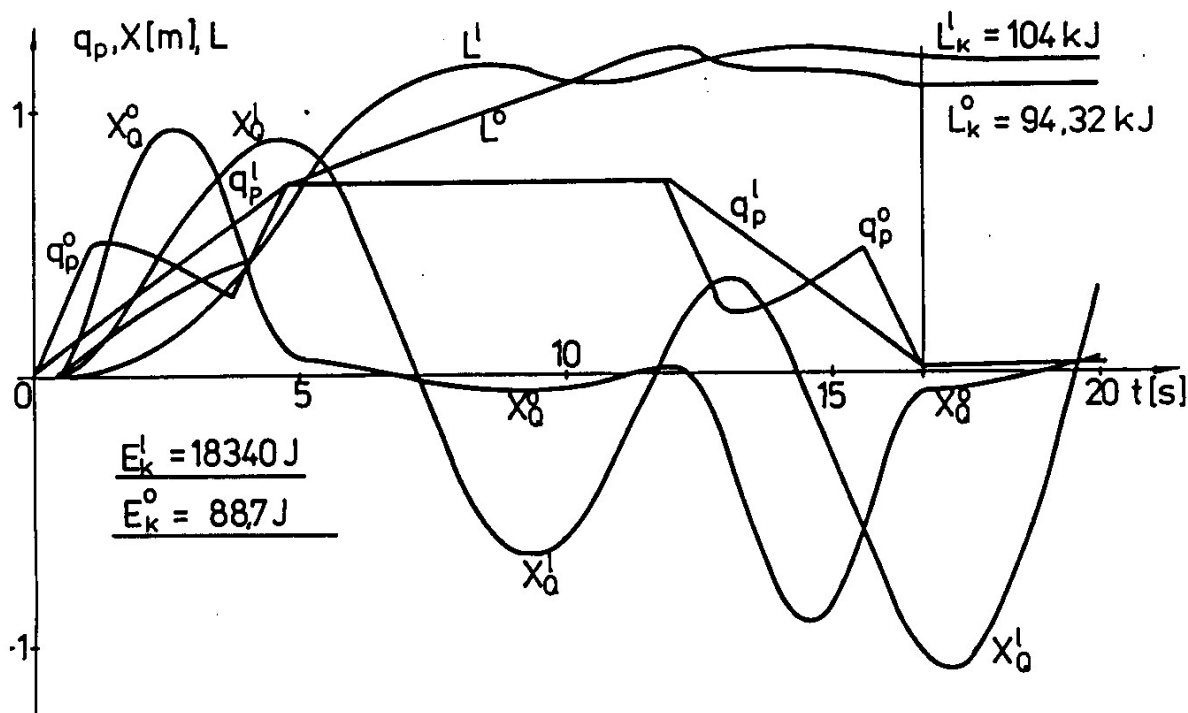


Rys. 3. Model dynamiczny mechanizmu jazdy mostu suwnicy.

Wielkością sterującą ruchem układu jest wydajność jednostkowa pompy q_p zmieniająca się

w zakresie od wartości q_{pmin} , odpowiadającej warunkom początkowym, do wartości maksymalnej q_{pmax} .

Zastosowanie opisu liniowego umożliwiło użycie metody optymalizacji nazywanej w literaturze metodą rzutu gradientu i rozwiązanie zadania za pomocą komputera cyfrowego. Przykładowe wyniki badań optymalizacyjnych cyklu pracy mechanizmu przedstawiono na rys. 4. Widoczne jest znaczne wytlumienie wahań ładunku x_Q^o po okresie rozruchu i hamowania przy użyciu optymalnej funkcji sterującej q_p^o w stosunku do wahań x_Q^l odpowiadających liniowej funkcji sterującej q_p^l . Ponadto dla sterowania optymalnego uzyskano obniżenie pracy L wykonanej na wale pompy.



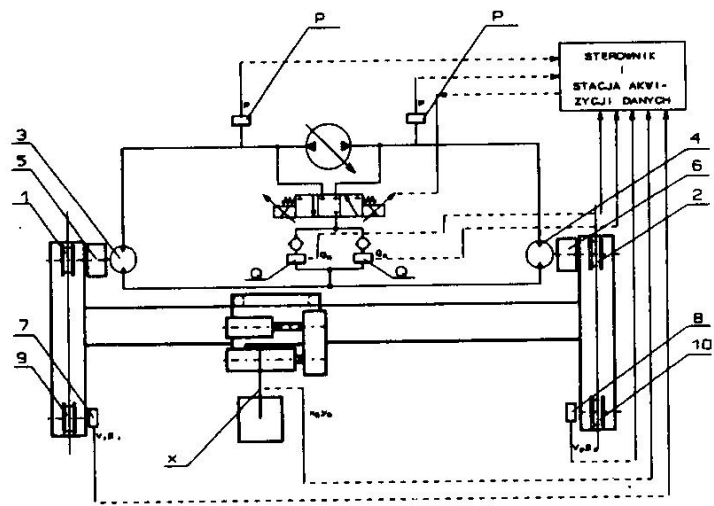
Rys. 4. Wyniki badań optymalizacyjnych mechanizmu jazdy.

3. OGRANICZANIE UKOSOWANIA PRZY RUCHACH TOROWYCH

Jednym z negatywnych zjawisk zachodzących podczas ruchów torowych realizowanych przez mechanizmy jazdy w szczególności suwnic jest ukosowanie ich mostów. Polega ono na nieprostym ustawianiu osi wzdłużnej mostu suwnicy względem osi torowiska w czasie ruchu torowego.

Dlatego celowe jest wykorzystanie w układzie pracy automatycznej istniejącego wyposażenia w układzie sterowania i zastosowanie układu kompensującego powstające w czasie ruchu zukosowanie przez wymuszenie takich prędkości jazdy obu czołownic, aby oś mostu suwnicy doprowadzić do położenia prostopadłego względem osi torowiska. Problem ten może być rozwiązany dla przypadku hydrostatycznego napędu mechanizmu jazdy suwnicy pomostowej, której schemat przedstawiono na rys. 5. W układzie zastosowano przekładnię hydrostatyczną o obiegu zamkniętym z pompą o zmiennej wydajności z dwoma silnikami hydraulicznymi połączonymi szeregowo.

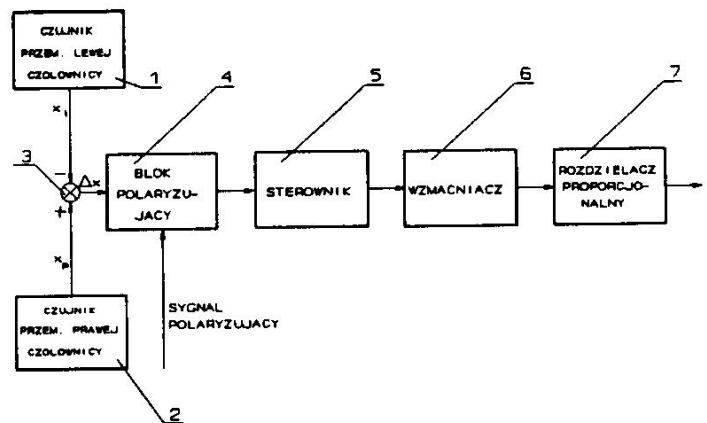
Asynchroniczny silnik pierwotny 5 napędza zespół pompy o zmiennej wydajności jednostkowej 1, pracującej w układzie o obiegu zamkniętym z dwoma silnikami o stałej chłonności 3 połączonymi szeregowo, napędzającymi zestawy kołowe w obu czołownicach suwnicy. Układ wyposażono w proporcjonalny rozdzielacz kompensacyjny 2, który ma za zadanie bocznikować jeden z silników hydraulicznych, w zależności od sygnału z układu pomiarowego położenia suwnicy.



Rys. 5. Schemat układu mechanizmu jazdy suwnicy pomostowej z napędem hydrostatycznym

Podobnie jak w poprzednich przypadkach opracowano model teoretyczny z opisem w przestrzeni zmiennych stanu. Dla ograniczenia zukosowania mostu suwnicy podczas ruchu torowego zastosowano w układzie sterowania sytem kompensacyjny, którego schemat przedstawiony jest na rys. 6. Sygnały z czujników pomiaru przemieszczenia każdej z czołownic x_1 i x_p podawane są do członu sumującego 3 a sygnał wyjściowy z tego członu uzyskuje polaryzację wartości zależną od kierunku ruchu jazdy suwnicy.

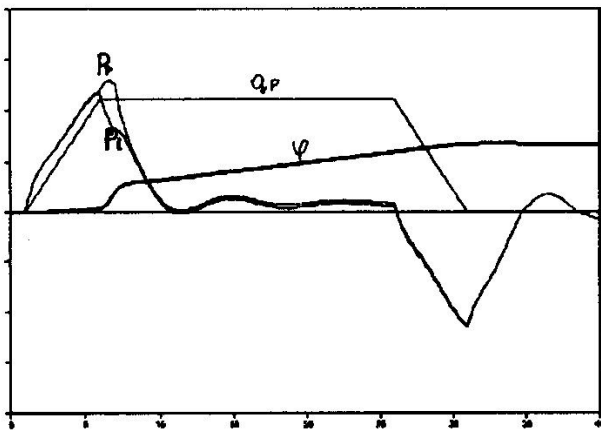
Następnie sygnał przekazywany jest do sterownika o charakterystyce PID i po przejściu przez wzmacniacz przesyłany jest do rozdzielacza kompensującego, bocznikującego przepływ gałęzi połączonej z silnikiem hydrostatycznym czołownicy strony wyprzedzającej.



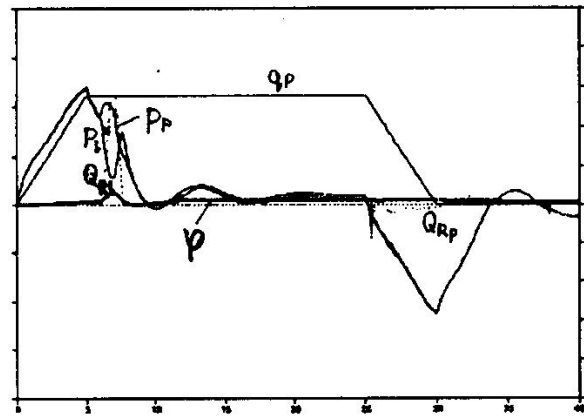
Rys. 6. Schemat układu sterowania rozdzielaczem kompensującym.

Wyniki testów symulacyjnych mechanizmu jazdy suwnicy dotyczące wpływu wybranych zakłóceń na ukosowanie suwnicy i możliwości zmniejszenia tego ukosowania przy użyciu zaproponowanego układu kompensującego wskazują na poprawne działanie systemu. Prowadzono je dla cyklu roboczego, w którym rozruch i hamowanie odbywa się przy liniowej zmianie funkcji sterującej przy czasach rozruchu i hamowania $t_r = t_h = 5s$.

Na rys. 7 przedstawiona jest symulacja jazdy mostu suwnicy z wyłączonym układem kompensacji, przy wprowadzeniu w 6 sekundzie cyklu pracy dodatkowego zakłócenia zewnętrznego, przyłożonego do jednej z czołownic. Widoczny jest gwałtowny wzrost kąta zukosowania φ i dalsze jego narastanie w cyklu pracy.



Rys. 7. Symulacja pracy układu bez kompensacji ukosowania.



Rys. 8. Symulacja pracy układu z kompensacją ukosowania.

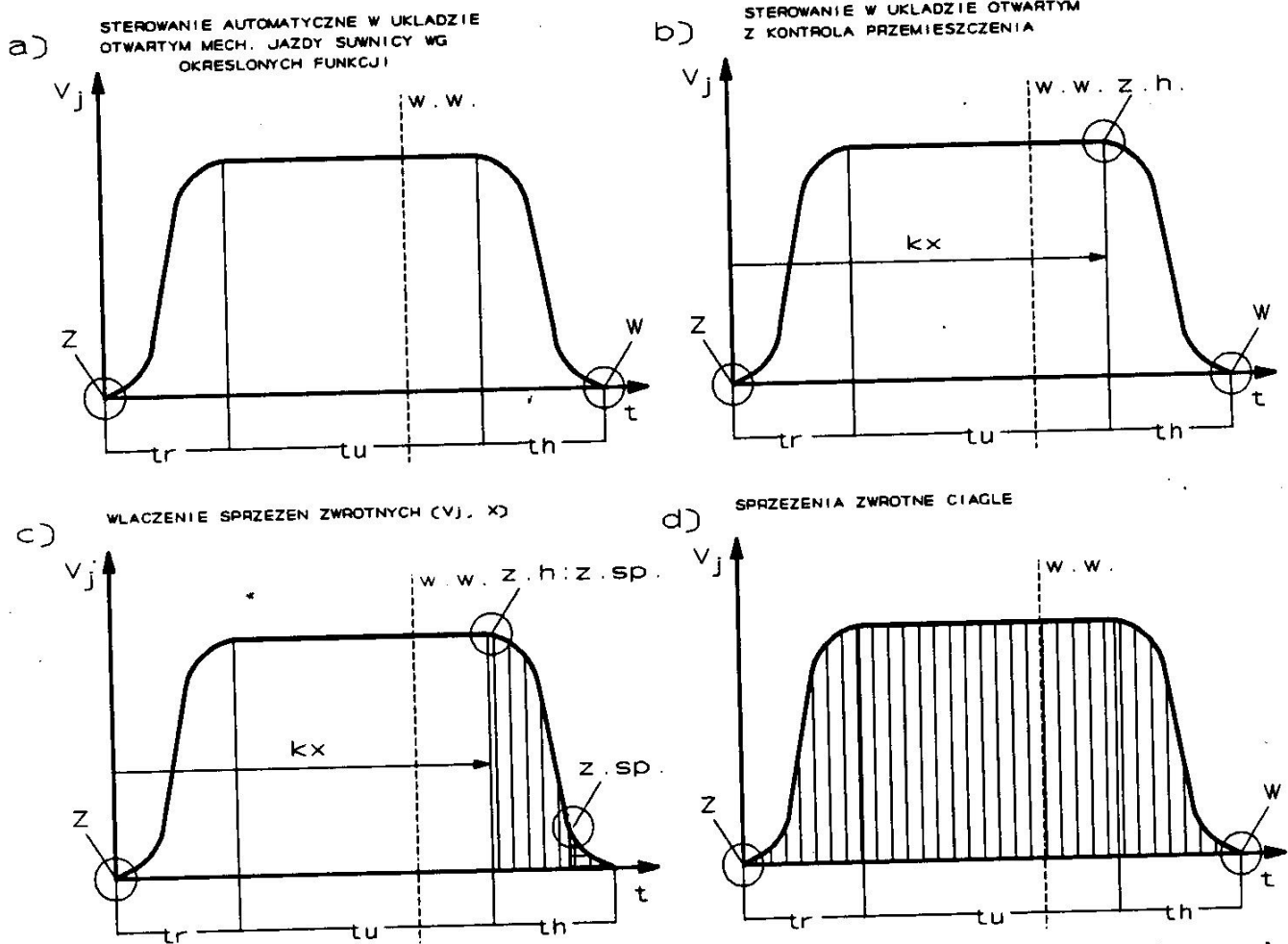
Na rys. 8 przedstawiono symulację tego samego przypadku ruchu z załączonym układem kompensacyjnym. Widoczna jest prawidłowa reakcja układu na wymuszenie zewnętrzne powodujące wzrost kąta zukosowania mostu suwnicy i utrzymywanie toru jazdy równoległego do torowiska z niewielkimi odchyleniami.

4. POZYCJONOWANIE UKŁADÓW MASZYN

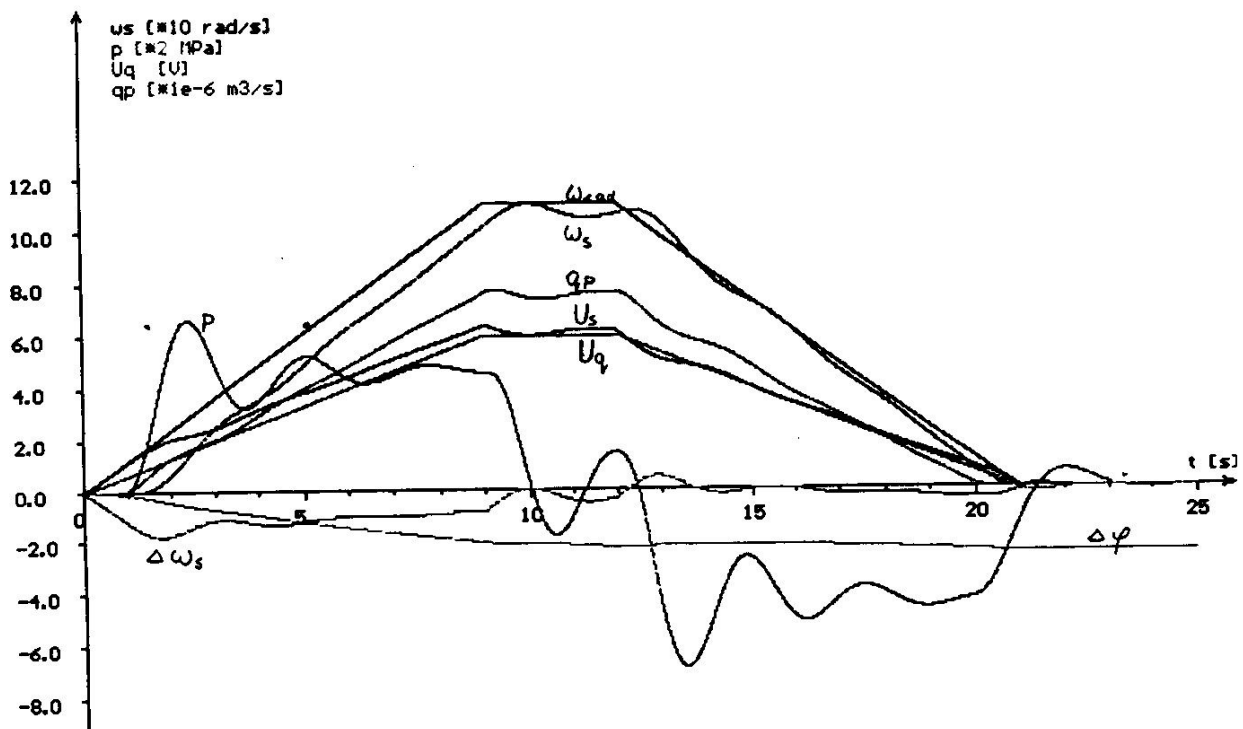
Głównym powodem rozwiązywania omówionych wyżej problemów jest uzyskanie odpowiedniej, wymaganej w układzie automatycznego sterowania dokładności pozycjonowania ładunku. W zależności od wymaganego stopnia dokładności mogą być zastosowane różne sposoby sterowania cyklem pracy.

Na rys. 9 przedstawiono sposoby stanowiące przedmiot obecnych badań w Zakładzie MRiNH IKM PŁ mające na celu określenie stopnia uzyskiwanych dla poszczególnych przypadków dokładności pozycjonowania przemieszczanego ładunku.

W systemie a) układ prowadzony jest według zaprogramowanej (optymalnej dla rozruchu i hamowania) funkcji sterującej w układzie otwartym sterowania, a kontrola położenia k_x następuje po zakończeniu cyklu pracy po czym następuje ewentualna korekcja przy użyciu niewielkich prędkości ruchu. W systemie b) kontroluje się przemieszczanie układu powodując rozpoczęcie hamowania w wyznaczonym przez komputer punkcie, przy czym proces hamowania przebiega w otwartym układzie sterowania według zaprogramowanej funkcji optymalnej. W systemie c) realizowane jest sterowanie otwarte w/g zaprogramowanej funkcji do chwili początkowej lub końcowej hamowania po czym włączony zostaje układ sprzężenia zwrotnego przemieszczenia. Układ sprzężenia zwrotnego może być załączony od początku cyklu jak przyjęto w systemie d), co związane jest jednak z ciągłymi przyspieszeniami i opóźnieniami układu również w ruchu ustalonym. Może to mieć niekorzystny wpływ na eksploatację i stabilność pracy układu w szczególności przy istniejącym układzie sprzężenia zwrotnego kompensacji ukosowania. W każdym przypadku sterowania istnieje potrzeba



Rys. 9. Sposoby sterowania w układzie pracy automatycznej mechanizmem jazdy suwnicy pomostowej.



Rys. 10. Symulacja pracy elektromechanicznego układu sterowanego programowo ze sprzężeniem zwrotnym w całym cyklu pracy układu.

weryfikacji współrzędnych (w.w) w określonych punktach toru jezdnej maszyny. Wyjaśnienie tych problemów powinno doprowadzić do uzyskania informacji odnośnie korzystnego dla maszyny transportowej systemu sterowania automatycznego. Na rys. 10 przedstawiono symulację układu elektro-hydrostatycznego zainstalowanego i badanego w laboratorium Zakładu MRiNH.

5. ZAKOŃCZENIE

Przedstawione na konkretnych przykładach problemy badawcze stanowią podstawę dla wprowadzenia automatycznego sterowania maszyn roboczych i włączania pracy tych maszyn do centralnego systemu sterowania produkcją w zautomatyzowanym procesie wytwarzania i transportu.

LITERATURA

- [1] Tomczyk J.: Własności napędowe i dynamiczne podstawowych mechanizmów dźwignic z napędem elektro-hydrostatycznym. Wydawnictwo PŁ, ZN nr 581, z 126, Łódź 1990
- [2] Tomczyk J., Wolski T., Kosucki A.: Experimental and Simulation Tests of Hydrostatic Drive of Overhead Crane Travelling Mechanism with Bevel Angle Compensation. Proceedings of the 3-rd International Conference on Fluid Power Transmission and Control, China 1993.
- [3] Cink J.: Model i badania symulacyjne mechanizmu jazdy mostu suwnicy z napędem elektro-hydrostatycznym. Przegląd Mechaniczny nr 23-24, 1991.
- [4] Malenta P., Wolski T.: Badania właściwości przekładni hydrostatycznej z układem programowego sterowania prędkością. SiNH, nr 1, 1992.

THE RESEARCHES OF THE BASIC PROBLEMS OF AUTOMATIZATION OF HEAVY DUTY MACHINES

SUMMARY

In the paper the examples of the researches four basic problems connected with automatization of heavy duty machines are presented. There are: the researches of the dynamic models of the machines, stimulation of the oscillation a specially the waving of the slenderly handled loads, the researches parallel to the track conduction of the systems with bevel angle compensation and problem connected with positioning of the transport machines.